

УДК 697.432.6.69.057.2

М.З.ФЛЕР

ГКП "Артемовсктеплосеть", г.Артемовск

С.А.ГУБАРЬ

Государственная академия жилищно-коммунального хозяйства

Госстроя Украины, г.Донецк

А.В.ЛУКЬЯНОВ, канд. техн. наук, **В.Ф.ГУБАРЬ**, д-р техн. наук

Донбасская государственная академия строительства и архитектуры, г.Макеевка

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ РАЗМЕРОВ ТОПКИ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ С ЖАРОВОЙ ТРУБОЙ

Рассматривается разработанный графо-аналитический метод расчета размеров цилиндрической топочной камеры теплогенераторов с жаровой трубой.

В настоящее время в качестве источника теплоснабжения в мировой практике все больше применяют газотрубные теплогенераторы, обладающие целым рядом преимуществ, к которым относятся простота конструкции, малая трудоемкость изготовления на простом технологическом оборудовании, газоплотность, хорошие маневренные качества, невысокие требования к питательной воде, легкость в эксплуатации и повышенные экологические характеристики.

Газотрубные теплогенераторы выпускают котлостроительные фирмы Vissman и Omnikal (ФРГ), Thompson Cochran и Byworth (Великобритания), Biasi (Италия), Noval (Австрия), Hogfors и Alstrom (Финляндия), Dukla (Чехия) и др. В России и странах Прибалтики с 1977г. освоено производство котлов типа ВК-21, разработанных НИИСТ, а в Украине в последние годы выпускаются теплогенераторы КВ-ГМ-1,6-95СН производства ГКП «Артемовсктеплосеть», НИКА производства ДТЦ «Югэнергоресурс», КСВа производства ЗАО «Проминь» (г.Киев) и ВК-22 производства «Азовобщемаш» (г.Мариуполь).

При конструировании тупиковых топок жаротрубных котлов одной из основных задач является определение основных размеров цилиндрической камеры сгорания топлива. В работе [1] отмечается, что эта проблема решается выбором оптимального соотношения длины жаровой трубы к ее диаметру (l/d).

Нами [2] установлено, что коэффициент интегрального переноса теплоты, определяющий степень теплоиспользования в топке, возрастает с увеличением ее длины, снижается при повышении тепловой мощности котла и практически не зависит от диаметра топки. Это наглядно видно из данных обследований теплогенераторов различных типов, приведенных в таблице. Так, для котла КВ-0,4 увеличение тепловой производительности с 0,5 до 0,79 МВт привело к снижению

K_T с 0,52 до 0,47. Обычно значение K_T находится в пределах от 0,45 до 0,55.

Технологические характеристики жаротрубных теплогенераторов

№ п/п	Тип котла	Тепловая мощность котла, N , МВт	Длина топки, l , м	Диаметр топки, d , м	l/d	Коэффициент, K_T
1	КВ-0,4	0,494	0,566	0,5	3,13	0,52
2	КВ-0,4	0,507	1,566	0,5	3,13	0,52
3	КВ-0,4	0,79	1,566	0,5	3,13	0,47
4	КВ-0,4	0,78	1,566	0,5	3,13	0,47
5	КВ-0,5	0,608	1,566	0,5	3,3	0,52
6	КВ-0,5	0,64	1,646	0,367	4,485	0,54
7	ВК-21	2,34	2,253	0,55	4,1	0,5
8	ВК-21	2,29	2,253	0,55	4,1	0,5
9	КВАНТ-1,5	2,96	2,9	0,54	5,4	0,54
10	КВ-ГМ-1,6-95 СН	1,6	1,8	0,5	3,6	0,45

Что касается отношения (l/d), то этот показатель для теплогенераторов различного типа колеблется в довольно широком диапазоне (3,13-5,4) и до настоящего времени не установлен параметр, оптимизирующий значение этого отношения. Анализ теплообменных процессов в жаротрубной камере свидетельствует о целесообразности комплексного определения длины и диаметра топки в зависимости от тепловой производительности котла (N) и коэффициента K_T .

Объем топочной камеры равен

$$V_T = N \cdot K_T \cdot \frac{1}{q_V}, \quad (1)$$

где $q_V = 600 \dots 1000$ кВт/м³ [3] – допустимое тепловое напряжение объема топki при сжигании природного газа.

Принимая, что диаметр топki определяется из соотношения

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot l}}, \quad (2)$$

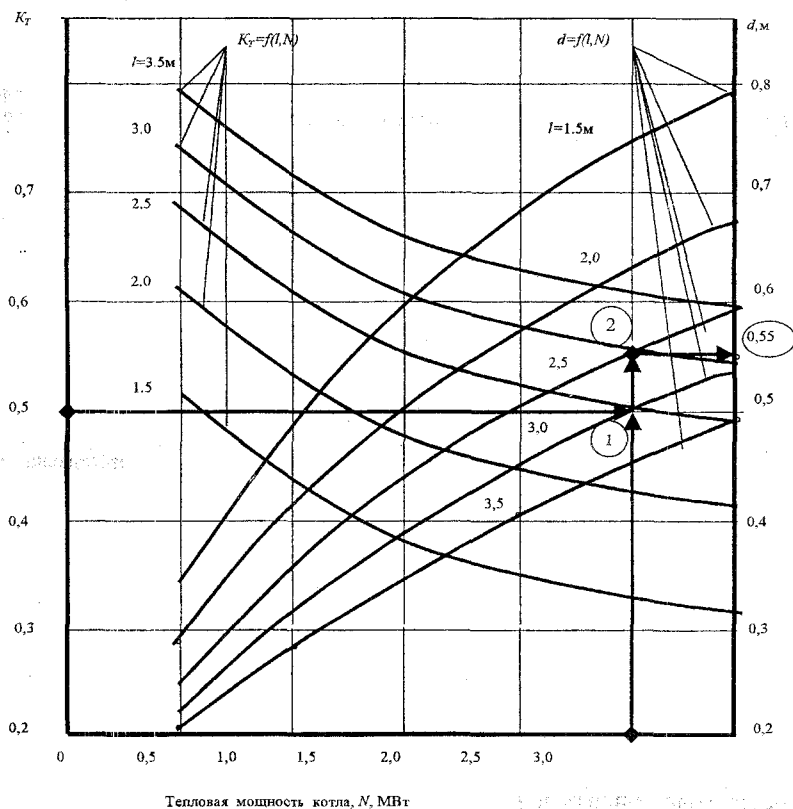
окончательно имеем

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot K_T \cdot N}{\pi \cdot q_V \cdot l}}. \quad (3)$$

При средних значениях характеристик природного газа различных месторождений и продуктов его сгорания величину коэффициента интегрального переноса теплоты можно определить по формуле

$$K_T = \frac{1}{1 + 3,2 \cdot N^{0.55} \cdot l^{-1.3} \cdot d^{-0.11}} \quad (4)$$

Уравнения (3), (4) послужили основой для разработки номограммы установления длины и диаметра топки жаротрубного котла (см. рисунок).



Номограмма для определения размеров цилиндрической жаротрубной топки

По заданным значениям тепловой мощности котла ($N=2,5$ МВт) и коэффициента интегрального переноса теплоты ($K_T=0,5$) проводятся соответственно вертикальная и горизонтальная линии до пересечения в точке 1. Линия зависимости $K_T=f(l, N)$ определит значение длины

топки, которая в нашем случае составит 2,5 м. Из точки 1 проводится вертикальная линия до пересечения с линией зависимости $d=f(l, N)$, равной 2,5 м, и в точке 2 определяется значение искомого диаметра топки, соответствующего в нашем примере $d=0,55$ м.

Предлагаемый графо-аналитический метод конструирования позволяет унифицировать определение размеров цилиндрической топочной камеры теплогенераторов с жаровой трубой.

1.Литвиненко Н.Н., Макаров А.С. Пути совершенствования жаротрубно-дымогарных котлов ВК-21 // Промышленность строительных материалов. Сер. 10. Вып.2. – М., 1992. – 16 с.

2.Губарь С.А., Лукьянов А.В., Флер М.З. Теплообмен в топочных камерах теплогенераторов с жаровой трубой // Сб. научн. трудов КНУСА «Вентиляция, освещение и теплогазоснабжение». – 2001. – №3.

3.Тепловой расчет промышленных парогенераторов / Под. ред. В.И.Частухина. – К.: Вища школа, 1980. – 184 с.

Получено 18.01.2002

УДК 621.444 + 621.577

С.А.ГОРОЖАНКИН, канд. техн. наук

Донбасская государственная академия строительства и архитектуры, г.Макеевка

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ И ОБРАТНЫХ ЦИКЛОВ СТИРЛИНГА

Рассматривается математическая модель термотрансформаторов, работающих по циклу Стирлинга. Изложены метод замкнутой оптимизации параметров теплонасосных установок на базе тепловой машины Стирлинга и порядок их вычислений на ЭВМ.

Эффективность термотрансформаторов, работающих по циклу Стирлинга, определяется не только характеристиками собственно тепловой машины (ТМС), но и параметрами внешних устройств, входящих в состав комплексной системы теплохладоснабжения. В процессе проектирования таких систем на первый план выступает вопрос оптимизации как параметров ТМС, так и установки в целом. В настоящее время имеются работы [1] по моделированию действительных циклов двигателей. В то же время исследования параметров обратных циклов холодильных и теплонасосных установок (ТНУ) весьма ограничены, хотя их применение на сегодняшнем этапе развития техники является перспективным [2].

Математическое моделирование процессов и циклов ТМС на ЭВМ значительно расширяет возможности исследований на стадии их проектирования и создания: сокращаются сроки разработок, уменьшается число экспериментальных исследований.